

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

## **Úprava přímočarého hydromotoru**

## **Modification of Linear Hydromotor**

Student:

Aleš Rajdus

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Michal Kolesár, Ph.D.

Ostrava 2016

## Zadání bakalářské práce

Student: **Aleš Rajdus**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení  
Téma: **Úprava přímočarého hydromotoru**  
**Modification of Linear Hydromotor**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Navrhnete konstrukční řešení úpravy přímočarého hydromotoru. Úpravou tlumení zadní koncové polohy eliminujete jev, který během provozu způsobuje zvyšující se vůle vedení pístu v tělese válce vedoucí ke kolizi tlumicího čepu a tlumicího pouzdra, vzniku kovových vměstků a následně havárii. Konstrukční řešení koncipujte obecně a realizaci proveďte na konkrétním typu hydromotoru. V rámci konstrukčního řešení vytvořte příslušnou výkresovou dokumentaci a výpočty.

### Parametry konkrétního hydromotoru:

Typ přímočarého hydromotoru: 200/125x550  
Typ tlumení: neřízené  
Typ použití: svislá poloha, těžký průmysl

### Seznam doporučené odborné literatury:

KUBA, F.: *Pružnost a pevnost*, Vysoká škola báňská Ostrava, Ediční středisko VŠB, Ostrava 1990.  
HUBKA, Vl. *Konstrukční nauka*, Heurista, Zürich, 1995. 118 s. ISBN 80-90-1135-0-8.  
HORYL, Petr. *Statika a dynamika*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996, 218 s. ISBN 80-7078-971-9.  
PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M.: *Hydraulická zařízení strojů*, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007, CZ.04.1.03/3.2.15.3/0414

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Kolesár, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



---

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



***Místopřísežné prohlášení studenta***

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 16. 5. 2016 .....


.....  .....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě .....16.5.2016.....

..........

podpis

Aleš Rajdus  
Dědičná 444  
739 34 Šenov

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

RAJDUS, A. *Úprava přímočarého hydromotoru : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a zařízení, 2016, 36 s., Vedoucí práce: Kolesár, M.

Bakalářská práce pojednává o úpravě přímočarého hydromotoru s tlumením. Úvod je věnován teorii, která je nezbytná pro pochopení fungování hydromotorů. Dále je detailněji popsán prvek tlumení a je blíže rozvedena problematika tohoto prvku. Následně se tato práce zabývá řešením jednoho z problémů na konkrétním hydromotoru a v závěru je popsána úprava zadaného hydromotoru a jeho přibližná početní kontrola.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

RAJDUS, A. *Modification of Linear Hydromotor : bachelor thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2016, 36 p., Thesis head: Kolesár, M.

Bachelor thesis is focused on modification of linear hydromotor with integrated damping. There is necessary theory in introduction part of this thesis which is necessary to understand how these types of hydromotors work. Next chapter is showing more details about damping and typical issues of this part. Main part of this thesis is to find solution for one particular issue which was found on hydromotor supplied by company. There is detail modification description together with numeric check as the result of this thesis.

## Obsah

Úvod.....	10
1. Hydraulické mechanismy .....	11
2. Tlumení .....	17
2.1 Mechanická úprava .....	18
2.2 Ventily v oběhu .....	18
2.3 Kombinace mechanické úpravy a ventilů v oběhu.....	19
3. Problémy tlumených hydromotorů.....	19
4. Úprava zadaného hydromotoru .....	21
5. Kontrolní výpočet a výsledky měření .....	24
5.1 Základní výpočty.....	24
5.2 Kontrola šroubového spojení u zátky.....	26
6. Závěr.....	34
Použitá literatura: .....	35
Seznam příloh:.....	35

## Seznam použitých zkratk a symbolů

Cs	tuhost šroubu	mm*N <sup>-1</sup>
d	velký průměr závitu	mm
d <sub>2</sub>	střední průměr závitu	mm
d <sub>3</sub>	malý průměr závitu	mm
d <sub>4</sub>	průměr hlavy šroubu	mm
d <sub>D</sub>	průměr díry pro šroub	mm
d <sub>t</sub>	vnitřní průměr tlumícího pouzdra	mm
d <sub>v</sub>	vnitřní průměr válce hydromotoru	mm
E <sub>s</sub>	modul pružnosti v tahu materiálu šroubu	MPa
F	síla	N
F <sub>1</sub>	vstupní síla	N
F <sub>2</sub>	výstupní síla	N
F <sub>0</sub>	předpětí ve šroubovém spoji	N
F <sub>p</sub>	pracovní síla	N
F <sub>p1</sub>	pracovní síla na jeden šroub	N
F <sub>PRMIN</sub>	minimální síla v přírubě	N
F <sub>sa</sub>	amplituda dynamické tahové síly	N
F <sub>sh</sub>	horní velikost dynamické tahové síly	N
F <sub>sm</sub>	střední velikost dynamické tahové síly	N
F <sub>sn</sub>	dolní velikost dynamické tahové síly	N
F <sub>t</sub>	průměrná síla při tlumení	N
f <sub>z</sub>	součinitel smykového tření na závitu	-
i	počet šroubů	ks
K <sub>s</sub>	statická bezpečnost	-
l <sub>1</sub>	délka průřezu vstupu	mm
L <sub>1</sub>	vzdálenost závitu šroubu v matici	mm
l <sub>2</sub>	délka průřezu výstupu	mm
L <sub>2</sub>	vzdálenost závitu šroubu v přírubě	mm
l <sub>3</sub>	vzdálenost tlumení	mm
L <sub>3</sub>	hloubka šroubu v přírubě	mm
l <sub>4</sub>	zdvih hydromotoru	mm
L <sub>4</sub>	výška hlavy šroubu	mm
L <sub>5</sub>	délka matice	mm
m <sub>p</sub>	hmotnost pístnice	kg
M <sub>u</sub>	utahovací moment	Nm
p	tlak	Pa
p <sub>1</sub>	průměrný naměřený tlumící tlak	MPa



---

$p_2$	zadaný (jmenovitý) tlak	MPa
$p_3$	zkušební tlak	MPa
Ph	stoupání závitu	Mm
Q	průtok	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q_z$	zadaný průtok	$m^3 \cdot s^{-1}$
Re	mez kluzu materiálu šroubu	MPa
Rm	mez tahu materiálu šroubu	MPa
S	plocha	$mm^2$
$S_1$	vstupní plocha	$mm^2$
$S_2$	výstupní plocha	$mm^2$
$S_3$	průřez trubky u vstupu	$mm^2$
$S_4$	průřez trubky u výstupu	$mm^2$
$S_5$	průřez válce hydromotoru	$mm^2$
$S_6$	plocha tlumícího pouzdra	$mm^2$
$S_{PŘ}$	průřez trubky	$mm^2$
t	čas	s
$t_1$	přibližný čas běhu pístnice	s
$v_1$	rychlost vstupu	$m \cdot s^{-1}$
$V_1$	objem kapaliny	$m^3$
$v_2$	rychlost výstupu	$m \cdot s^{-1}$
$v_3$	rychlost pístnice	$m \cdot s^{-1}$
W	průměrná práce při tlumení	J
$\alpha$	úhel profilu závitu	°
$\alpha_{RED}$	průřez trubky	$mm^2$
$\varphi'$	redukovaný třecí úhel	°
$\psi$	součinitel těsnosti	-
$\Psi$	úhel stoupání závitu	-

## Úvod

Během studia 1. ročníku Vysoké Školy Báňské jsem dostal nabídku pracovat brigádně ve firmě KOMA Industry s.r.o. jako kreslič v CAD programech. Už v té době jsem zvažoval spolupráci s touto firmou na bakalářské práci.

Mým úkolem bylo aktualizovat staré výkresy, vytvářet nové výkresy nebo je zrevidovat. Když jsem dostal za úkol předělat výkresovou dokumentaci zadaného hydromotoru, bylo mi zároveň nabídnuto, jestli bych nechtěl zpracovat zprávu zabývající se problematikou tlumených hydromotorů. Nabídku jsem přijal a začal jsem na úkolu postupně pracovat.

Cílem této práce je upravit přímočarý hydromotor s tlumením v zadní koncové poloze. U těchto hydromotorů se vyskytují problémy, zejména v delším provozu, se souosostí pístnice ve válci, které způsobuje opotřebení materiálu.

Výsledkem této práce bude seznámení se s problematikou tlumených hydromotorů a upravený hydromotor, který je početně ověřen zda-li je správně navržen. Byla stanovena podmínka nezasahovat do funkčních rozměrů, a snahou je najít inovaci.

Dodané údaje o provozu:

$$\textit{Průtok pracovní kapaliny: } Q_z = 0,0125 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

## 1. Hydraulické mechanismy

Zpravidla se jedná o zařízení, které umožňuje přenos energie a současně také přenos informací mezi hnacím členem (vstupem) a hnaným členem (výstupem) za pomoci tekutiny jako nositelky energie, tato zařízení pak nazýváme tekutinové mechanismy.

Hydraulické mechanismy se rozdělují na hydrodynamické mechanismy a hydrostatické mechanismy, které jsou v praxi označovány jako hydraulické mechanismy. Klasickým využitím tohoto mechanismu je hever, a dále se můžeme setkat s tímto mechanismem u ramen bagrů. (Obr.1)



Obr. 1 Hever [4] a rameno Bagru [5]

### Výhody a nevýhody hydraulických mechanismů

Výhody hydraulických mechanismů lze spatřovat v tom, že rozvádí energie i do špatně přístupných míst, a to i na poměrně velkou vzdálenost, že pohyb s plným zatížením je možný již při rozběhu a dále pak jednoduchá ochrana proti zatížení a jednoduchá akumulace energie. To je výčet jen pár některých výhod.

Naopak nevýhodou hydraulických mechanismů je jejich citlivost na změnu teploty pracovní kapaliny. Dále hluk a netěsnost, které mají nepříznivý vliv na životní prostředí, choulostivost na nečistoty, jež je dána malými vůlemi mezi pohybujícími se díly, v důsledku odporů při převodu energie poměrně nižší účinnost.

## Hydrostatika

Hydrostatika se zabývá chováním kapaliny za klidu, což znamená, že nemění svůj tvar a její části se po sobě neposouvají. Tlak je vyjádřen působením síly v kolmém směru na plochu, z čehož lze odvodit níže uvedený vzorec (1).

### Výpočet tlaku

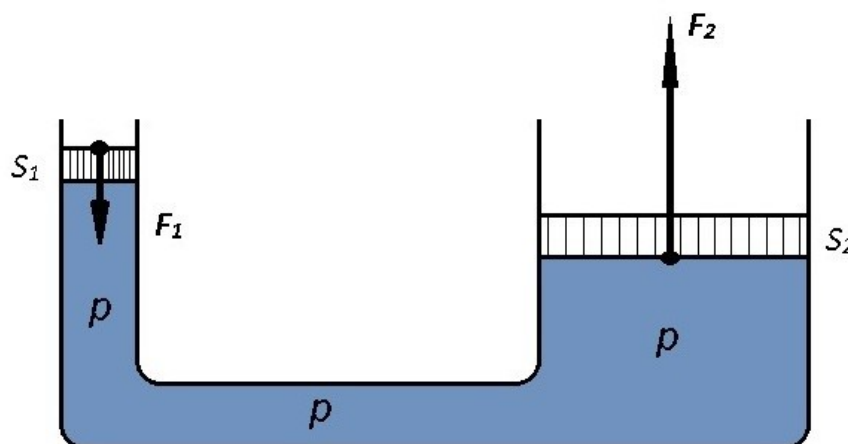
$$p = \frac{F}{S} \quad (1)$$

Základním zákonem hydrostatiky je Pascalův zákon, jenž zní: „Tlak vyvolaný vnější silou, která působí na kapalinu v uzavřené nádobě, je ve všech místech kapaliny stejný“ [2]. Ze znění tohoto zákona vyplývá použití tlaku pro přenos síly z jedné strany zařízení (například válce) na jeho druhou stranu, z čehož lze dovodit vztah (2) a následně lze odvodit vzorce (3) a (4).

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \quad (2)$$

$$F_1 = p * S_1 \quad (3)$$

$$F_2 = p * S_2 \quad (4)$$



Obr. 2 Přenos síly [3]

Na obrázku 2 můžeme vidět realizaci vzorců (2) až (4). Při tomto ději musí být předpoklad dokonale nestlačitelné kapaliny při nulové ztrátě objemu kapaliny (znázorněna modře).

## Hydrodynamika

Hydrodynamika je vědou kapaliny v pohybu. Ve většině případů se vychází z ustáleného toku ideální kapaliny potrubím. K těmto řešením nám postačí znalost rovnice zákona zachování hmotnosti a zákona o zachování energie.

### Zákon zachování hmotnosti:

Kapalina o objemu  $V_1$  proteče za jednotku času  $t$  určitým průřezem  $S$ . Tento jev nazýváme průtok a počítá se následně:

$$Q = \frac{V_1}{t} \quad (5)$$

Pro zákon platí podmínka rovnosti objemů  $V_1$  a  $V_2$  v průřezech  $S_3$  a  $S_4$ :

$$Q_1 = Q_2 \quad (6)$$

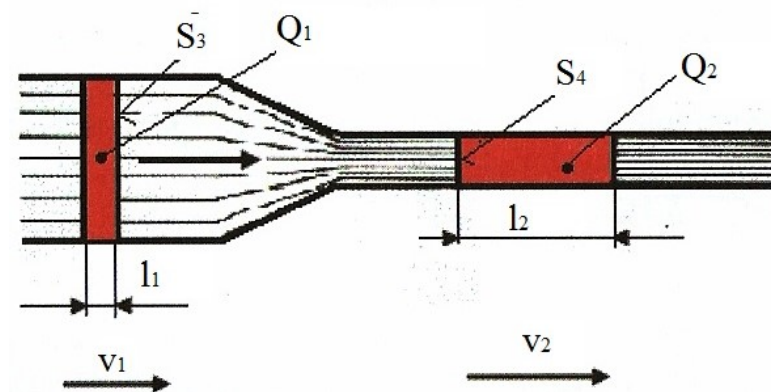
Další úpravou získáme jiný vzorec (9) pro výpočet průtoku, a to tak, že použijeme rovnice (7) a (8).

$$V_1 = S_3 * l_1 \quad (7)$$

$$v_1 = \frac{l_1}{t} \quad (8)$$

Výsledným vzorcem pro výpočet průtoku  $Q_1$  je pak:

$$Q_1 = S_3 * v_1 \quad (9)$$



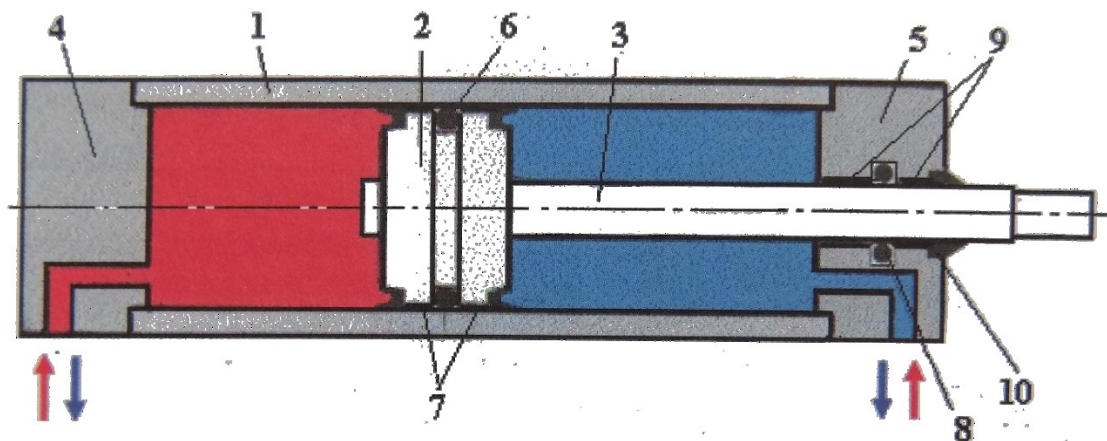
Obr. 4 Znázornění zákona o zachování hmotnosti [1]

## Hydrostatické převodníky

Hydrostatické převodníky jsou hydraulické prvky, v nichž dochází k převodu energie z pevných částí na sloupec kapaliny a naopak. Podle klasifikace hydraulických prvků patří mezi hydrostatické převodníky hydrogenerátory, rotační a přímočaré hydromotory a hydromotory s kývavým pohybem a akumulátory.

Nejrozšířenějším typem hydromotorů jsou přímočaré, které jsou praxi často nesprávně nazývány jako „hydraulický píst“. Celý mechanismus se skládá ze dvou hlavních částí, a to z pístu a z válce, v němž píst pracuje. Tento typ dokáže při poměrně malých rozměrech vyvolat i několik desítek N, dokonce až několik desítek kN.

Přímočaré hydromotory rovněž dělíme i podle dalšího kritéria, a to kterým směrem působí účinek síly. V tomto případě pak hovoříme o přímočarých hydromotorech jednočinných, kdy účinek síly působí jen jedním směrem, či dvoučinných, u nichž působí z obou směrů. Dalším rozdělení může být podle provedení pístu a pístnice. Pakliže pístnice funguje i jako píst, pak se tento hydromotor označuje pojmem - přímočarý hydromotor s plunžrem.

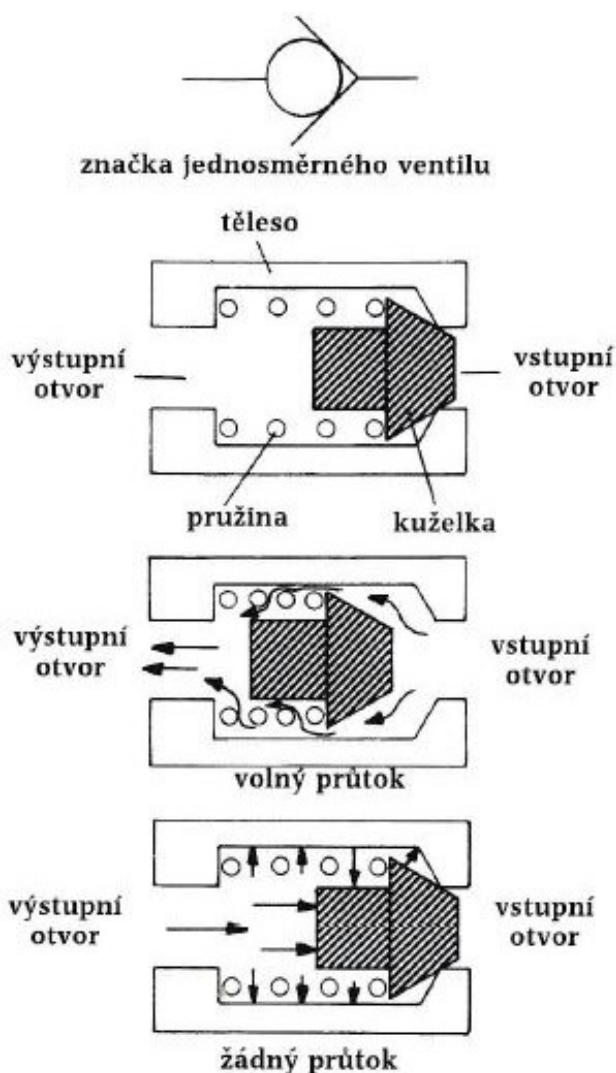


Obr. 5 Přímočarý hydromotor. Legenda: 1- válec, 2- píst, 3- pístnice, 4- zadní víko, 5- přední víko, 6- těsnění pístu, 7- vedení pístu, 8- těsnění pístnice, 9- vedení pístnice, 10- stírací kroužek. [1]

## Jednosměrné ventily

Jednosměrný ventil je zásadně složen ze tří částí. Jednak tělesem, které obsahuje vstupní a výstupní otvor, dále pohyblivou součástí, zpravidla pístem nebo klapkou a v neposlední řadě pružinou, jež tlačí pohyblivou součást.

Zdánlivě jednoduchý prvek má v hydraulice důležitou funkci. Jelikož tekutina může protékat tímto prvkem pouze v jednom směru, záleží na orientaci pohyblivého prvku s pružinou.

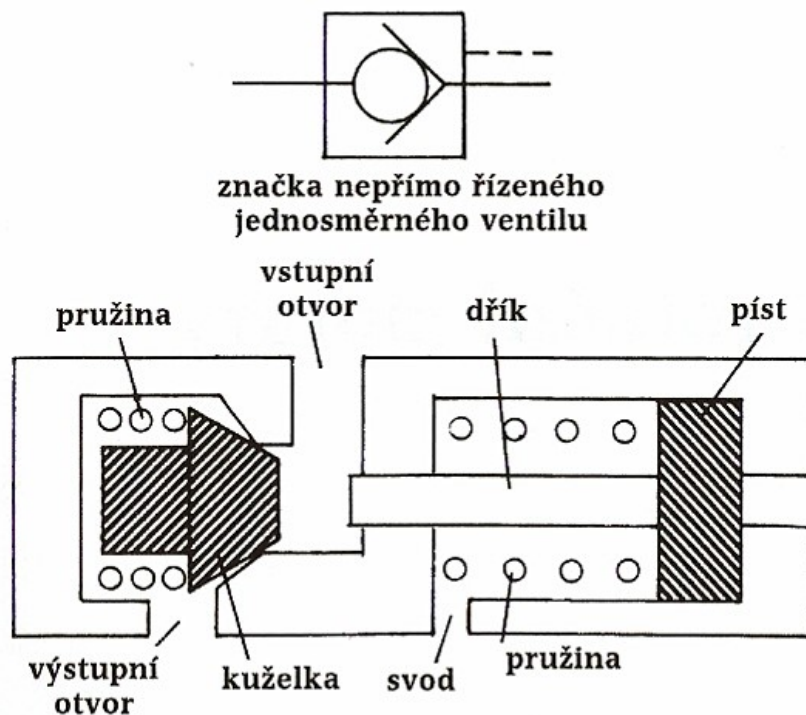


Obr. 6 Schéma jednosměrného ventilu [6]

Pokud tlak na vstupu je větší než odpor pružiny, dojde ke stlačení pružiny, čímž se pohyblivý člen posune a vznikne prostor pro průtok kapaliny. V opačném případě, pokud tlak působí na výstupní otvor, posune pohyblivý člen tak, že uzavře vstupní otvor a kapalina nemá kam odtéct.

## Nepřímo řízený jednosměrný ventil

Nepřímo řízený jednosměrný ventil umožňuje volný průtok v jednom směru. Jeho konstrukce však dovoluje použití i v opačném směru. Je konstruován obdobně jako obyčejný jednosměrný ventil, avšak navíc obsahuje píst s dříkem, který je situován přímo naproti pohybující části. Píst je proti volnému pohybu jistěn slabou pružinou.



Obr. 7 nepřímý řízený jednosměrný ventil [6]

Nebýt stlačení pístu s dříkem, je jeho fungování stejné jako u jednosměrného ventilu. Jakmile začne tlak působit na výstupní otvor, pohybující člen zablokuje vstupní otvor, přičemž v této fázi je možnost použít píst s dříkem, díky kterému začne tlačít na pohybující člen, čímž se vytvoří otvor pro průtok média. Jestliže bude síla působící na píst s dříkem větší, než součet dvou sil, a to síly vynaložené pružinou u pohyblivé části a síly vznikající z tlaku kapaliny, je umožněn průtok média. Nepřímo řízené jednosměrné ventily se v praxi hojně využívají v hydraulických systémech, kde slouží pro držení zátěže v mezipoloze zdvihu přímočarého hydromotoru.

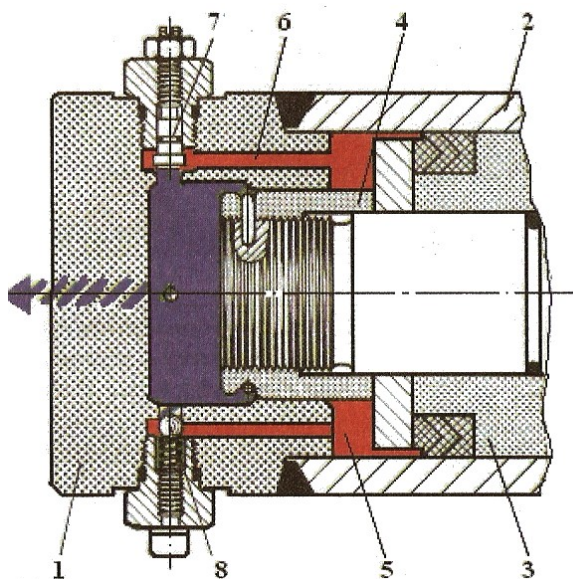


## 2. Tlumení

V praxi může nastat případ, že píst pohybující se k dolní úvratí má tolik energie, že narazí do víka válce. Tento jev je naprosto nepřijatelný, a proto je třeba tuto energii snížit na co nejmenší. Docílíme toho pomocí tlumení.

Podstatou tlumení je zamezit tomu, aby píst narazil do předního nebo zadního víka. K nárazu může dojít v případě, pokud má píst velkou kinetickou energii, která se spotřebuje v nárazu do víka. Pokud se tento jev opakuje, je zde možnost, že dojde k trvalému poškození materiálu, ať už víka, válce či samotného pístu. Poškození může mít za následek například znečištění pracovní kapaliny a samotné znehodnocení celého zařízení, změnu průměru uložení mimo meze tolerance, a tím způsobené vyosení pístu z osy válce. S ohledem na tyto nežádoucí účinky je zapotřebí snížit vzniklou kinetickou energii na co možná nejmenší hodnotu.

Tlumení lze rozdělit na řízené a neřízené. Neřízené tlumení je založeno na vniknutí čepu do pouzdra s malými vůlemi, v důsledku čehož je vyvinuta brzdná síla pomocí hydraulického odporu. Řízené tlumení je zpravidla to, kde je možnost nastavit brzdou sílu pomocí škrticího ventilu. Díky možnosti tohoto nastavení je tento způsob vhodnější, pokud je zapotřebí měnit rychlost pohybu pístu na úkor složitějšího nastavování. Neřízené tlumení využívá mechanické úpravy inkriminovaných míst.

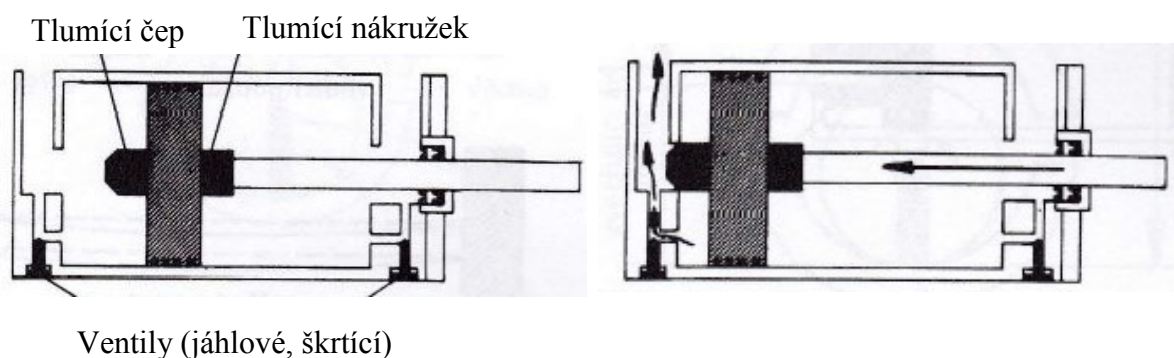


Obr. 8 Tlumení přímočarého hydromotoru. Legenda: 1-zadní víko, 2- válec, 3- píst, 4- matice, 5,6- odtokový prostor, 7- škrticí ventil, 8- jednosměrný ventil [1]

## 2.1 Mechanická úprava

Mechanická úprava spočívá v úpravě zadní koncové polohy nebo i přední koncové polohy. Lze použít úpravu i na obou koncích k dosažení lepšího tlumicího účinku.

Principem mechanické úpravy je, že se vytlačuje pracovní kapalina skrze škrťací otvor z komory, která je vytvořená v určité vzdálenosti od pracovního prostoru, kde kapalina volně odchází. Průběh lze vidět na obrázcích 8 a 9.



Obr. 8 a 9 Schéma průběhu tlumení [6]

## 2.2 Ventily v oběhu

K samotnému pohlcení energie je možnost použít princip, kdy se přestane dodávat energie, aby se zamezilo nárazu do víka. Toho se dá docílit pomocí ventilů (jáhlových, škrťacích, proporcionálních). Nutnou podmínkou však je, aby hydromotor obsahoval technologii ke sledování aktuální polohy pístu vůči válci.

Proces tlumení lze popsat tak, že píst blížící se ke koncové poloze vyšle v určitém místě signál pomocí snímače, signál předá informaci o poloze pístu přes řídicí jednotku do ovládání ventilu, který se začne uzavírat, přestane dodávat hnací hmotu (v tomto případě hydraulickou kapalinu) do oběhu, v důsledku čehož píst pomalu dojede do koncové polohy a jeho kinetická energie je natolik malá, že nedojde k nežádoucímu nárazu do víka.



Obr. 10 Škrťací ventily [7]

### *2.3 Kombinace mechanické úpravy a ventilů v oběhu*

Při použití kombinace ventilů a mechanických úprav se nabízí možnost jejich využití při vyšších kinetických energiích a zároveň mechanická úprava slouží v některých případech i jako pojistka. Princip proporcionálních ventilů je takový, že píst, který se pohybuje ke koncové poloze, v určité vzdálenosti od koncové polohy vyšle signál snímači, jenž přepoše signál uzavíracímu systému a ten začne zavírat ventil. V případě, že vzdálenost, ve které je umístěn snímač, je větší, než vzdálenost snímače od víka, pak je využit jen proporcionální ventil. Čím více je nutno kinetickou energii utlumit, tím je zapotřebí mít větší vzdálenost mezi snímačem a koncovou polohou.

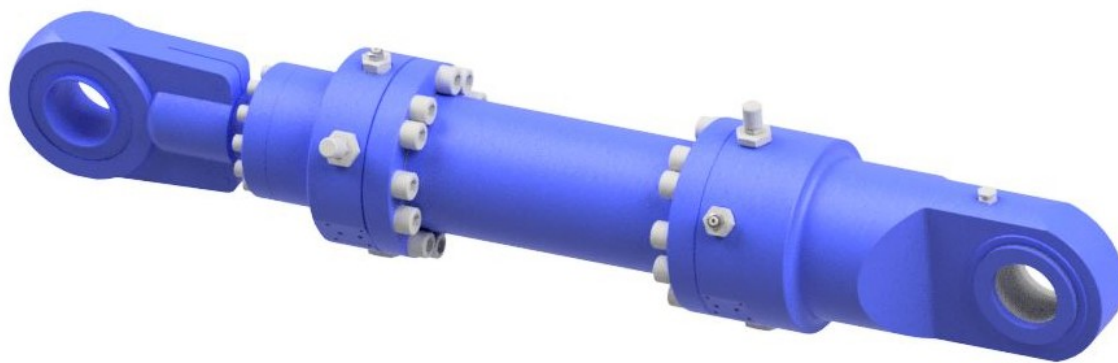
## **3. Problémy tlumených hydromotorů**

Použití tlumení v sobě nese nutnost zavést různá opatření a brát ohled na to, že ne vždy je možné tlumící energii upravit. Obecně je jakýkoliv hydromotor navržen pro konkrétní zařízení, které má určité parametry zahrnuté v návrhu hydromotorů. Jedním z těchto parametrů je pracovní rychlost.

Například není možné libovolně zvětšovat pracovní rychlost u hydromotoru, který má pouze neřízené tlumení. V tomto případě není tlumící mechanismus schopen utlumit vyvinutou energii, v důsledku čehož dojde k nárazu čepu do víka, a tím může dojít k trvalému poškození a znehodnocení zařízení.

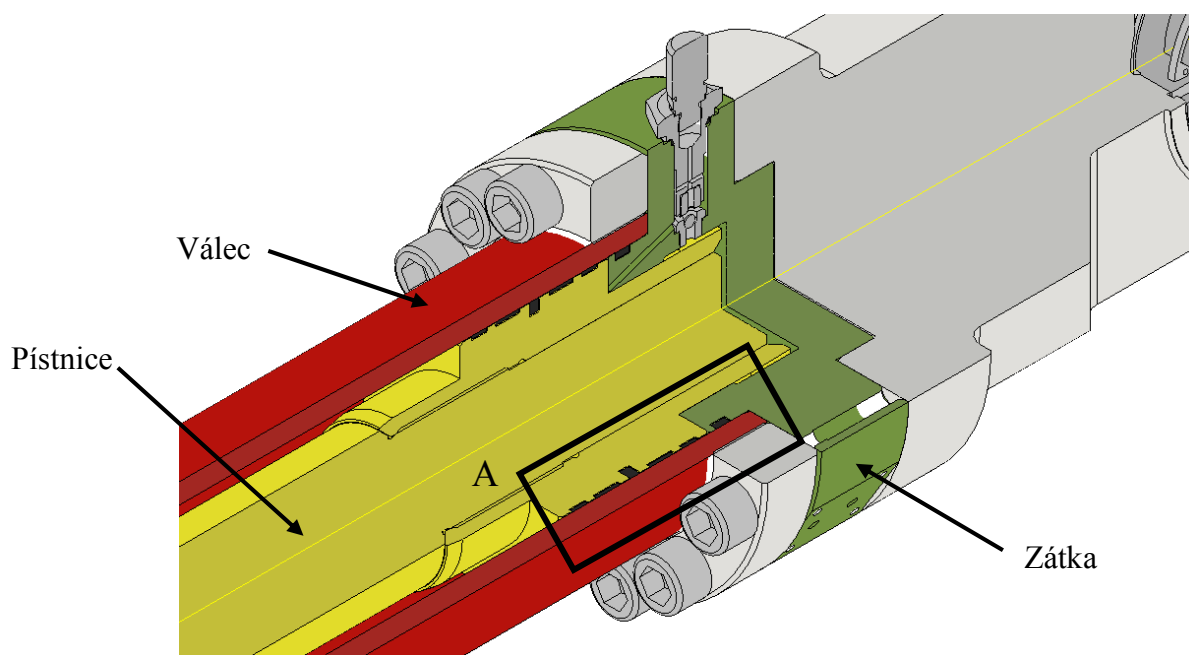
Důležitou podmínkou pro řízené i neřízené tlumení je, aby byly součástí pístnice, válce a tlumících prvků dokonale souosé. Pokud tato podmínka není splněna, dojde ke kolizi čepů s pouzdry, v důsledku čehož se hydromotor zadře. Nesouosost může ovšem vzniknout i za provozu, a to tehdy, když jsou vodící pásy pístnice opotřebovány, což je nutno v konstrukci hydraulického válce zohlednit.

Pro tuto práci mi byla poskytnuta výkresová dokumentace (Příloha A) přímočarého hydromotoru (Obr. 11), u kterého byla během provozu zjištěna závada, konkrétně v podmínce souososti.



Obr. 11 Sestava hydromotoru ZS-15360029

Vodící mechanismus ve válci fungující na principu vodících pásů umístěných na pístu, se po čase značně opotřebuje vlivem tření a vznikajícího tepla čímž dojde ke zmenšení vnějšího průměru vodících pásů. Důsledkem je vyosení pístu vůči ose válce. Toto může nastat při velkém počtu pracovních cyklů nebo může být chyba v konstrukci hydraulického válce. Chybou v konstrukci je zejména špatná volba materiálu vodících pásů, nevyhovující počet samotných pásů atd. Na níže zachyceném obrázku číslo 12 je vyznačena oblast umístěných vodících pásů v detailu A, které se nachází na pístnici.



Obr. 12 Sestava hydromotoru ZS-15360029 v řezu a detailu.

Z důvodu nemožnosti zasahovat do celkové konstrukce hydromotoru a změně jeho vnějších rozměrů, je jediným možným řešením použití jiného materiálu pro vodící pásy.

## 4. Úprava zadaného hydromotoru

Výše rozvedený problém je třeba vyřešit pro zadaný hydromotor jiným způsobem, a to z důvodu rozdílného řešení pístnice. Na obrázku níže (Obr.13) je sestava hydromotoru ZS-15360030 (Příloha B), který mám za úkol upravit. Píst s víkem je řešen obdobně jako u ZS-15360029. Zadavatel vzhledem k důležitosti modernizace dovolil výrobu prototypu, který jsem měl možnost vidět.

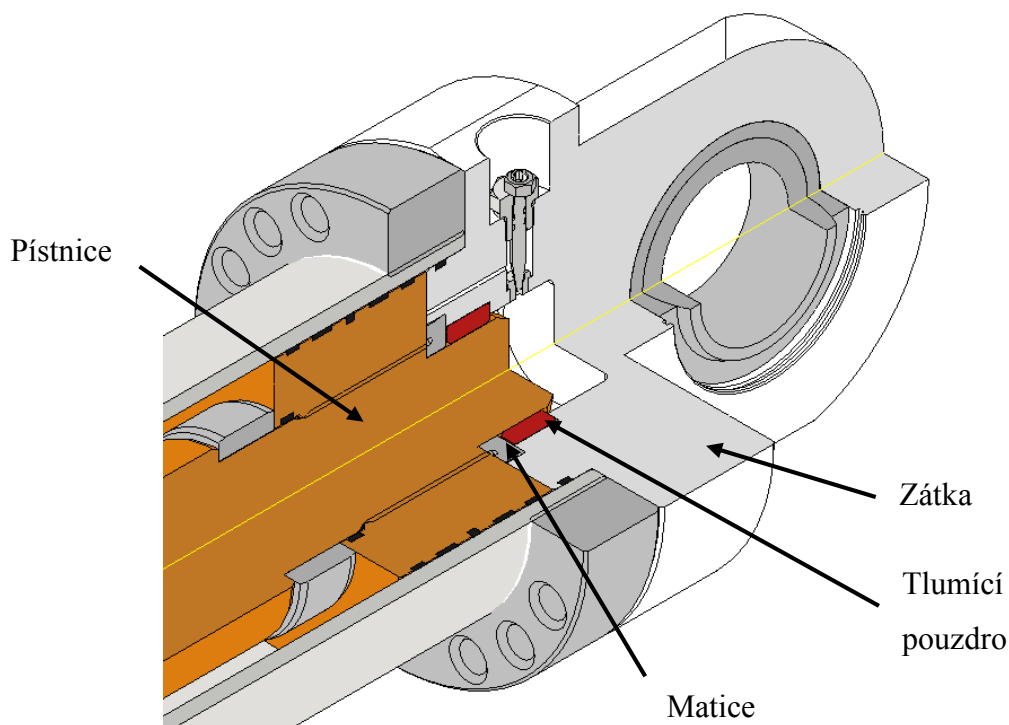


Obr. 13 Sestava hydromotoru ZS-15360030

Po konzultaci ve firmě jsem uvažil, že jsou dvě hlavní možnosti úpravy a to úprava stávajících součástí nebo přidání jednoho nebo více elementů do sestavy. Vzhledem k možnostem a relativně velkému prostoru jsem uvažil zakomponovat díl do sestavy.

Vhodným řešením pro případy problémů se souosostí je tzv. plovoucí tlumící pouzdro, které jsem zvolil v rámci modernizace. Jeho předností je splnění podmínky souososti relativně jednoduchým způsobem, a to vložením dvou dílů do sestavy. Pouzdro a matice jsou zasazeny do zátky hydromotoru. Hlavním předpokladem správného použití je, že vnitřní průměr pouzdra je menší, než vnitřní průměr matice. Pouzdro je vloženo do zátky a je zajištěno maticí s vnějším závitem. Pouzdro s pístnicí je uloženo s vůlí, díky tomu je pístnice, která se přibližuje k okamžiku tlumení, vedena pouzrem. V důsledku těchto změn je pístnice méně náchylná na opotřebení vodících pásů a podmínka souososti není tak přísná.

Důležitou součástí pro úpravu je zátka (příloha C). Zátku jsem upravil tak, aby vzdálenost tlumení byla 18 mm. Součást, kterou bylo nutno navrhnout je plovoucí tlumící pouzdro (příloha D) a matice (příloha E). Na obrázku 14 lze vidět součásti zařazené v modelu.



Obr. 14 Sestava hydromotoru ZS-15360030 v řezu a detailu.

### Zkouška

Z důvodu provedených úprav na některých částech hydromotoru bylo nutné provést zkoušku. Zkouška proběhla v prostorách dílny zadavatele práce jak pro stanovený tlak (určuje norma), tak pro pracovní tlak, který určuje provozující firma.

Během testu jsem požádal pověřeného pracovníka, aby měnil škrtící průtok přitahováním a povolováním škrtícího šroubu, který je na zadní koncové straně. Pro měření jsem si zvolil škrcení po jednu celou otáčku po čtvrt otáčky. Během probíhající zkoušky jsem odečítal z tlakoměrů (Obrázek 16) hodnoty a zapisoval si je. Z naměřených hodnot jsem spočítal aritmetický průměr a z nich jsem pomocí softwaru zakreslil vypočtené hodnoty do grafů. Vypočtené hodnoty včetně vykreslených grafů obsahuje příloha F. Vzhledem k tomu, že se jedná o ojedinělý případ, nemohu porovnat zda-li jsou hodnoty správně naměřeny.

Norma udává, kdy je nutné provést zkoušku, která ověří, zda-li je oběh správně utěsněn. Podstatou je přivést tlak na testovanou hodnotu, vypnout čerpadlo, přičemž během časového intervalu 30 minut nesmí klesnout tlak v oběhu o pět jednotek.





Obr.15 Prototyp hydromotoru ZS-15360030 na zkoušce.



Obr.16 Tlakoměry používané u zkoušky

## 5. Kontrolní výpočet a výsledky měření

### 5.1 Základní výpočty

Následující výpočty provedu z toho důvodu abych ověřil, zda-li je hydromotor správně navržen pro provoz. Všechny výpočty jsou vzhledem k dodaným údajům, které byly nepřesné, jen orientační. Pro další postup nedříve vypočítám plochu válce hydromotoru a plochu tlumícího pouzdra.

#### Výpočet plochy válce hydromotoru:

Potřebný parametr pro výpočet:  $d_v = 0,2 \text{ m}$

$$S_5 = \frac{\pi * d_v^2}{4} \quad (10)$$

$$S_5 = \frac{\pi * 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ m}^2 \quad (11)$$

#### Výpočet plochy tlumícího pouzdra:

Potřebný parametr pro výpočet:  $d_t = 0,08 \text{ m}$

$$S_6 = \frac{\pi * d_t^2}{4} \quad (12)$$

$$S_5 = \frac{\pi * 0,08^2}{4} = 0,005 \text{ m}^2 \quad (13)$$

#### Velikost síly působící při tlumení na konci úvrati:

Dále vypočítám přibližnou sílu, která působí na pístnici při tlumení. Pro výpočet použiji aritmetický průměr naměřených hodnot, který lze nalézt v příloze F.

Potřebné parametry pro výpočet:  $p_1 \cong 2,375 \text{ Mpa} = 2\,375\,000 \text{ Pa}$

$$F_t = p_1 * S_6 = 2\,375\,000 * 0,005 = 11\,875 \text{ N} \quad (14)$$



### Velikost práce při tlumení:

Potřebné parametry pro výpočet:  $l_3 = 0,125 \text{ m}$

$$W = F_t * l_3 \quad (15)$$

$$W = 12\,500 * 0,125 = 1\,562,5 \text{ J} \quad (16)$$

### Rychlost pístu:

Pomocí vzorce 17 vyjádřím pracovní rychlost a díky zjištěné rychlosti spočítám přibližný čas, po který trvá pístnici dojít z horní úvrati k dolní úvrati.

Potřebné parametry pro výpočet:  $l_4 = 0,55 \text{ m}$

$$Q_z = 0,0125 \text{ m}^3 * \text{s}^{-1}$$

$$Q_z = S_5 * v_3 \quad (17)$$

$$v_3 = \frac{Q_z}{S_5} = \frac{0,0125}{0,0314} = 0,398 \text{ m} * \text{s}^{-1} \quad (18)$$

$$v_3 = \frac{l_4}{t_1} \Rightarrow t_1 = \frac{l_4}{v_3} = \frac{0,55}{0,398} = 1,382 \text{ s} \quad (19)$$

### Kinetická energie:

Hmotnost pístnice zjistím pomocí softwaru Autodesk Inventor 2015.

Potřebný parametr pro výpočet:  $m_p \cong 120 \text{ kg}$

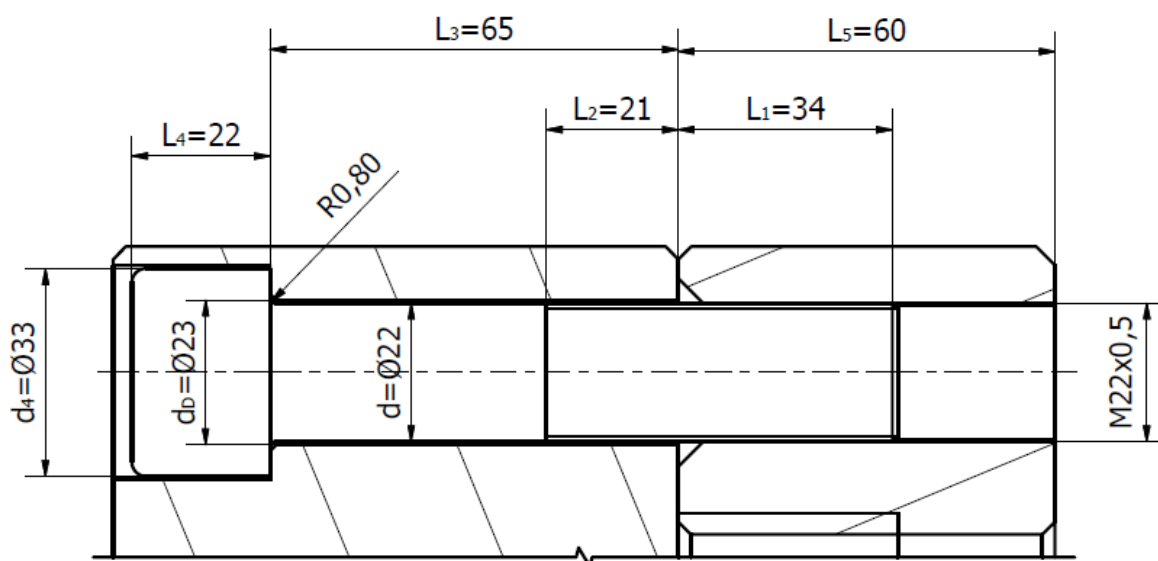
$$W_k = \frac{1}{2} * m_p * v_3^2 = \frac{1}{2} * 120 * 0,398^2 = 9,504 \text{ J} \quad (20)$$

## 5.2 Kontrola šroubového spojení u zátky

Šroubové spojení zkontroluji na dynamické namáhání, kde používaný šroub je DIN EN ISO 4762 M22 x 1,5x100 12.9. Všechny parametry nutné k výpočtu spojení jsou vypsány v tabulce 1, kde parametry šroubového spojení lze vidět na obrázku 17. Kontrolu provedu pro zkušební tlak, který je 1,5 krát větší než jmenovitý tlak.

Tab. 1 Parametry nutné k výpočtu.

d	22 mm
d <sub>1</sub>	21,459 mm
d <sub>2</sub>	21,675 mm
d <sub>3</sub>	21,387 mm
P	0,5
Ph	0,5 mm
Re	1080 Mpa
Rm	1200 Mpa
p <sub>2</sub>	16 Mpa
Es	2,1*10 <sup>2</sup> Mpa
d <sub>4</sub>	33 mm
d <sub>D</sub>	23 mm
L <sub>4</sub>	22 mm
L <sub>5</sub>	60 mm
R <sub>1</sub>	0,8 mm
i	12 ks
L <sub>1</sub>	34 mm
L <sub>2</sub>	21 mm
L <sub>3</sub>	65 mm
α	60 °



Obr. 17 Vzdálenosti parametrů šroubového spojení.

**Zkušební tlak:**

$$p_3 = p_2 * 1,5 = 16 * 1,5 = 24 \text{ Mpa} \quad (21)$$

**Celková provozní síla:**

$$F_p = p_3 * S_5 = 24\,000\,000 * 0,0314 = 753\,600 \text{ N} \quad (22)$$

**Provozní síla na jeden šroub:**

Počet šroubů použitých při spojení zátky a válce je 12. Do výpočtu zahrnuji nerovnoměrné utažení šroubů zavedením koeficientu 1,2.

$$F_{p1} = 1,2 * \frac{F_p}{i} = 1,2 * \frac{753\,600}{12} = 75\,360 \text{ N} \quad (23)$$

**Statická bezpečnost:**

Pro výpočet statické bezpečnosti použiji základní pevnostní podmínku namáhání v tahu. Do podmínky zahrnu prozatím jedinou známou provozní sílu na jeden šroub.

$$\frac{F_{p1}}{\frac{\pi * d_3^2}{4}} = \frac{Re}{K_s} \Rightarrow K_s = \frac{\frac{\pi * d_3^2}{4} * Re}{F_{p1}} \quad (24)$$

$$K_s = \frac{\frac{\pi * 21,387^2}{4} * 1080}{75\,360} = 5,1 \quad (25)$$

**Výpočet tuhosti šroubu:**

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{E_s} * \sum_i \frac{L_{si}}{S_{si}} = \frac{1}{E_s} * \left[ \frac{\frac{1}{2} * L_1}{\frac{\pi * d_2^2}{4}} + \frac{L_2}{\frac{\pi * d_3^2}{4}} + \frac{(L_3 - L_2) + (L_4 * \frac{2}{3})}{\frac{\pi * d^2}{4}} \right] \quad (26)$$

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{210000} * \left[ \frac{\frac{1}{2} * 34}{\frac{\pi * 21,675^2}{4}} + \frac{21}{\frac{\pi * 21,387^2}{4}} + \frac{(65 - 21) + (22 * \frac{2}{3})}{\frac{\pi * 22^2}{4}} \right] \quad (27)$$

$$C_s = 811\,247,622 \text{ mmN}^{-1}$$

**Výpočet tuhosti přírub:**

Pro výpočet tuhosti zjednoduším deformovanou část z komolého dvojkužele na trubku konstantního průřezu. Podle literatury volím úhel komolého kužele  $\alpha = 37^\circ$  a uvažovaný modul pružnosti přírub je  $E_{PŘ} = 7 \cdot 10^4$  MPa.

Redukovaný průměr:

$$d_{RED} = d_4 + \frac{L_3 + L_5}{2} \cdot \tan \alpha \quad (28)$$

$$d_{RED} = 33 + \frac{65 + 60}{2} \cdot \tan 37^\circ = 80,097 \text{ mm} \quad (29)$$

Průřez redukované trubky:

$$S_{PŘ} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{RED}^2 - d_D^2) \quad (30)$$

$$S_{PŘ} = \frac{\pi}{4} \cdot (80,097^2 - 23^2) = 4\,623,269 \text{ mm}^2 \quad (31)$$

Kde tuhost v tlaku přírub je

$$c_{PŘ} = \frac{E_{PŘ} \cdot S_{PŘ}}{L_3 + L_5} = \frac{7 \cdot 10^4 \cdot 4\,623,269}{65 + 60} = 2\,589\,030,64 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (32)$$

**Výpočet sil působících na šroub :**

Součinitel těsnosti volím podle doporučení literatury pro tlakové nádoby  $\psi = 1,2$ .

$$F_{PŘ\,MIN} = \psi \cdot F_{P1} = 1,2 \cdot 75\,360 = 90\,432 \text{ N} \quad (33)$$

$$F_{Sn} = F_O = F_{PŘ\,MIN} + F_{P1} \cdot \frac{c_{PŘ}}{c_{PŘ} + c_S} [\text{N}] \quad (34)$$

$$F_{Sn} = F_O = 90\,432 + 75\,360 \cdot \frac{2\,589\,030,64}{2\,589\,030,64 + 811\,247,622} = 147\,812,407 \text{ N} \quad (35)$$

$$F_{Sa} = \frac{F_{P1} \cdot \frac{c_S}{c_S + c_{PŘ}}}{2} = \frac{75\,360 \cdot \frac{811\,247,622}{811\,247,622 + 2\,589\,030,64}}{2} = 8\,989,797 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{Sm} = F_{Sn} + F_{Sa} = 147\,812,407 + 8\,989,797 = 156\,802,204 \text{ N} \quad (37)$$

$$F_{Sh} = F_{Sn} + 2 \cdot F_{Sa} = 147\,812,407 + 2 \cdot 8\,989,797 = 165\,792,001 \text{ N} \quad (38)$$

### Potřebný utahovací moment $M_U$ :

Velikost součinitele smykového tření zvolena dle tab. 3. Pro nemazání olejem a zinkovaný povrch matice i šroubu:  $f_Z = 0,18 [-]$

$$\psi = \arctg\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{0,5}{\pi \cdot 21,675}\right) = 0,421^\circ \quad (39)$$

$$\varphi' = \arct\left(\frac{f_Z}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right) = \arctg\left(\frac{0,18}{\cos \frac{60^\circ}{2}}\right) = 11,742^\circ \quad (40)$$

$$M_U = F_O \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (41)$$

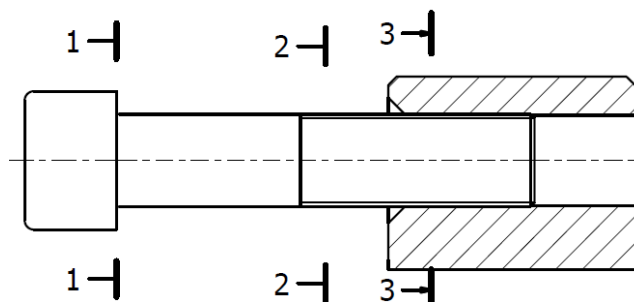
$$M_U = 147\,812,407 \cdot \tan(0,421^\circ + 11,742^\circ) \cdot \frac{21,675}{2 \cdot 1000} = 345,26 \text{ Nm} \quad (42)$$

### Výpočet statické síly působící obvodově na závit šroubu:

$$F_Z = F_O \cdot \tan(\psi + \varphi') = 147\,812,407 \cdot \tan(0,421^\circ + 11,742^\circ) = 31\,858,272 \text{ N} \quad (43)$$

### Výpočet kritického namáhání šroubu:

Šroub rozdělím na tři kritická místa vrubového účinku, jejichž účinky jsou vyjádřeny pomocí součinitele vrubu  $\beta_\sigma$ . Místa jsou zakreslena na obrázku 17. Pro výpočty určím podle literatury materiálovou konstantu  $\rho^x = 0,025 \text{ mm}$ . Poissonova konstanta pro ocel v pružném stavu je  $\nu = 0,3$ .



Obr. 17 Kritické místa

**Průřez 1 – 1 „zaoblený přechod osazení do hlavy šroubu“**

Součinitel koncentrace napětí je  $\alpha_{\sigma 1} = 2,8$ .

$$R_{1F} = R_1 + s^x \cdot \rho^x = 0,8 + 2,429 \cdot 0,025 = 0,861 \text{ mm} \quad (44)$$

$$s^x = \frac{2 - \nu}{1 - \nu} = \frac{2 - 0,3}{1 - 0,3} = 2,429 [-] \quad (45)$$

Součinitel vrubu  $\beta_{\sigma 1} [-]$ :

$$\beta_{\sigma 1} = \alpha_{\sigma 1} \cdot \sqrt{\frac{R_1}{R_{1F}}} \quad (46)$$

$$\beta_{\sigma 1} = 2,8 \cdot \sqrt{\frac{0,8}{0,861}} = 2,699 [-] \quad (47)$$

**Průřez 2 – 2 „zaoblené dno zatíženého závitu M22x0,5 šroubu mimo matici“**

$$\frac{R_Z}{h_3} = \frac{0,072}{0,307} = 0,235 [-] \quad (48)$$

$$h_3 = H - \frac{H}{6} - \frac{H}{8} = 0,433 - \frac{0,433}{6} - \frac{0,433}{8} = 0,307 \text{ mm} \quad (49)$$

$$H = 0,866025404 \cdot P = 0,866025404 \cdot 0,5 = 0,433 \text{ mm} \quad (50)$$

$$R_Z = 0,144337561 \cdot P = 0,144337561 \cdot 0,5 = 0,072 \text{ mm} \quad (51)$$

Součinitel koncentrace napětí  $\alpha_{\sigma 2} = 2,8 [-]$

$$R_{ZF} = R_Z + s^x \cdot \rho^x = 0,072 + 2,429 \cdot 0,025 = 0,133 \text{ mm} \quad (52)$$

Součinitel vrubu  $\beta_{\sigma 2}$  [-]:

$$\beta_{\sigma 2} = \alpha_{\sigma 2} \cdot \sqrt{\frac{R_Z}{R_{ZF}}} \quad (53)$$

$$\beta_{\sigma 2} = 2,8 \cdot \sqrt{\frac{0,072}{0,133}} = 2,063 \text{ [-]} \quad (54)$$

**Průřez 3 – 3 „zaoblené dno závitu M22x0,5 šroubu v místě 1. závitu matice“**

$$\frac{R_Z}{P_h} = \frac{0,072}{0,5} = 0,144 \text{ [-]} \quad (55)$$

Součinitel koncentrace napětí  $\alpha_{\sigma 3} = 4$  [-]

Součinitel vrubu  $\beta_{\sigma 3}$  [-]:

$$\beta_{\sigma 3} = \alpha_{\sigma 3} \cdot \sqrt{\frac{R_Z}{R_{ZF}}} \quad (56)$$

$$\beta_{\sigma 3} = 4 \cdot \sqrt{\frac{0,072}{0,133}} = 2,948 \text{ [-]} \quad (57)$$

Tab. 2 Srovnání  $\beta_{\sigma}$  [-] a nalezení  $\beta_{\sigma \text{MAX}}$  [-]:

$\beta_{\sigma 1}$	2,699
$\beta_{\sigma 2}$	2,063
$\beta_{\sigma 3}$	2,948

$$\beta_{\sigma \text{MAX}} = \beta_{\sigma 3} = 2,948$$

**Výpočet složek napětí dynamického tahu – horní napětí  $\sigma_{tSh}$ , střední napětí  $\sigma_{tSm}$ , dolní napětí  $\sigma_{tSn}$  a napět'ová amplituda  $\sigma_{tSa}$ , pro průřez 3 – 3 (z důvodu maximální hodnoty):**

$$\sigma_{tSh} = \frac{F_{Sh}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{165\,792,001}{\pi \cdot \left(\frac{21,387}{2}\right)^2} = 461,502 \text{ Mpa} \quad (58)$$

$$\sigma_{tSm} = \frac{F_{Sm}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{156\,802,204}{\pi \cdot \left(\frac{21,387}{2}\right)^2} = 436,478 \text{ Mpa} \quad (59)$$

$$\sigma_{tSn} = \frac{F_{Sn}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{147\,812,407}{\pi \cdot \left(\frac{21,387}{2}\right)^2} = 411,454 \text{ Mpa} \quad (60)$$

$$\sigma_{tSa} = \frac{F_{Sa}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{8\,989,797}{\pi \cdot \left(\frac{21,387}{2}\right)^2} = 25,024 \text{ Mpa} \quad (61)$$

### Statické namáhání šroubu v tahu

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{31\,858,272 \cdot \frac{21,675}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 21,387^3} = 179,751 \text{ Mpa} \quad (62)$$

### Stanovení provozní bezpečnosti šroubu

Pro souměrně střídavý tah – tlak, hodnoty meze únavy materiálu šroubu- $\sigma_C$  a součinitele sbíhavosti- $\Psi_\sigma$ , určeny výpočtem:

$$\sigma_C \cong 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 1200 = 420 \text{ Mpa} \quad (63)$$

$$\psi_\sigma \cong 0,02 + 2 \cdot R_m 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 1200 \cdot 10^{-4} = 0,26 \quad (64)$$

Pro výpočet meze únavy kritického místa šroubu  $\sigma_C^x$  jsem odečetl hodnoty  $\varepsilon_p$  a  $v_\sigma$  z literatury [8]

$$\sigma_C^x = \sigma_C \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot v_\sigma}{\beta_{\sigma \text{ MAX}}} = 420 \cdot \frac{0,825 \cdot 0,85}{2,948} = 99,907 \text{ Mpa} \quad (65)$$

Odečtena hodnota:  $\varepsilon_p = 0,825 \varepsilon_p$

Odečtena hodnota:  $v_\sigma = 0,85 \psi_\sigma^x$

$$\psi_\sigma^x = \frac{\psi_\sigma}{\beta_{\sigma \text{ MAX}}} \cdot \varepsilon_p \cdot v_\sigma \quad (66)$$

$$\psi_\sigma^x = \frac{0,26}{2,948} \cdot 0,825 \cdot 0,85 = 0,062 \quad (67)$$



Dynamická bezpečnost šroubu zatíženého provozní mříjivou silou v amplitudě:

$$k_{\sigma a2} = \frac{\sigma_C^x - \psi_\sigma^x \cdot \sigma_{tSn}}{(1 + \psi_\sigma^x) \cdot \sigma_{tSa}} = \frac{99,907 - 0,062 \cdot 411,454}{(1 + 0,062) \cdot 25,024} = 2,8 \quad (68)$$

Dynamická bezpečnost šroubu zatíženého provozní mříjivou silou v horní mezi (1,7-2,5)

$$k_{\sigma h2} = \frac{2 \cdot \sigma_C^x + (1 - \psi_\sigma^x) \cdot \sigma_{tSn}}{(1 + \psi_\sigma^x) \cdot \sigma_{tSh}} = \frac{2 \cdot 99,907 + (1 - 0,062) \cdot 411,454}{(1 + 0,062) \cdot 461,502} = 1,2 \quad (69)$$

$$k_{\sigma h2} < k_{\sigma a2} \rightarrow k_{\sigma h2} = k_{\sigma MIN}$$

**Statická přesnější bezpečnost:**

$$k_\tau = \frac{\tau_{Kt}}{\tau \cdot \alpha_t} = \frac{\frac{1}{2} \cdot R_e}{\tau \cdot 1} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 1080}{179,751} = 3 \quad (70)$$

**Výsledná dynamická bezpečnost**

$$k_v = \frac{k_{\sigma MIN} \cdot k_\tau}{\sqrt{k_{\sigma MIN}^2 + k_\tau^2}} = \frac{1,2 \cdot 3}{\sqrt{1,2^2 + 3^2}} = 1,11 \quad (71)$$

## 6. Závěr

Mým úkolem bylo upravit přímočarý hydromotor a zpracovat zprávu obsahující teorii samotného tlumení a vyskytujících se problémů a zároveň popsat jeden z problémů na konkrétním příkladu.

Požadavek ze strany zadavatele byl, aby pro samotnou úpravu nebylo nutné provádět velké změny. Ideální by měla být taková úprava, která by vyžadovala jednoduchou operaci formou soustružení nebo frézování. Tento požadavek se mi podařilo splnit, přičemž je nutné vyrobit dvě součásti a upravit zátku hydromotoru.

Po konzultaci a hledání řešení u jiných konkurenčních firem mě napadlo řešení formou pouzdra, které bude plnit funkci vedení. V důsledku toho se pístnice dotýká pouze pouzdra a ne zátky, což jsem považoval za důležitý fakt.

S firmou jsem prodiskutoval návrh řešení a domluvili jsme se na přibližných rozměrech vyrobených součástí a rozměrech týkajících se nutných úprav zátky hydromotoru.

V závěru práce jsem dále spočítal dynamickou bezpečnost šroubové spojení na zátce kde je použito 12 ks šroubů DIN. Výpočet provádím pro zkušební tlak při kterém jsou šrouby nejvíce namáhány. Výsledná dynamická bezpečnost mi vyšla 1,1 (71). Tento výsledek považuji vzhledem k dosaženým hodnotám za vyhovující.

Cílem práce bylo navrhnout úpravu přímočarého hydromotoru s tlumením, to se mi podařilo splnit pomocí tzv. plovoucího tlumícího pouzdra a dále jsem ověřil, že šroubové spojení u zátky je navrženo správně.

## Použitá literatura:

1. BAROŠKA, Ján. *Hydrostatické mechanizmy*. 1. Žilina: Hydropneutech, 2012, 388 s. ISBN 978-80-970-8972-6.
2. Pascalův zákon. In: *Wikipedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2016-05-03]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Pascal%C5%AFv\\_z%C3%A1kon](https://cs.wikipedia.org/wiki/Pascal%C5%AFv_z%C3%A1kon)
3. *Přenos síly* [online]. [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: [https://eluc.kr-olomoucky.cz/uploads/images/12336/content\\_hydraulicke\\_zarizeni.jpg](https://eluc.kr-olomoucky.cz/uploads/images/12336/content_hydraulicke_zarizeni.jpg)
4. *Hever* [online]. [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: [http://www.nakupaprodej.cz/fotky3768/fotos/\\_vyr\\_608823372\\_BB\\_00\\_FB\\_obr.jpg](http://www.nakupaprodej.cz/fotky3768/fotos/_vyr_608823372_BB_00_FB_obr.jpg)
5. *Rameno bagru* [online]. [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: <http://autodesk.c-agency.cz/data/imgs/023621.jpg>
6. *Základy tekutinových mechanismů*. Klecany: Parker Hannifin, 2005.
7. *Škrťací ventily* [online]. [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: [http://www.jihlavan.cz/images/obr\\_58.jpg](http://www.jihlavan.cz/images/obr_58.jpg)
8. *NÁVRH A VÝPOČET DYNAMICKY NAMÁHANÉHO ŠROUBU PŘÍRUBOVÉHO SPOJE* [online]. Ostrava, 2013 [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: <http://www.fs.vsb.cz/347/cs/studium-a-vyuka/ke-stazeni/>
9. LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-864-9074-2.

## Seznam příloh:

A- Sestavný výkres	ZS-15360029-KI-0010
B- Sestavný výkres	ZS-15360030-KI-1001
C- Výrobní výkres zátky	ZS-15360030-KI-1010
D- Výrobní výkres pouzdra	ZS-15360030-KI-1550
E- Výrobní výkres matice	ZS-15360030-KI-1070
F- Naměřené hodnoty a Grafy	

### **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat Ing. Michalu Kolesárovi Ph.D. za vedení mé bakalářské práce a firmě KOMA Industry s.r.o za možnost s nimi spolupracovat. Děkuji také Mgr Monice Vápeníkové za pomoc při gramatické kontrole práce a rodině s přítelkyní za podporu.